



САМОТОРМОЗЯЩИЕ ВОЛНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ В МЕХАНИЗМАХ ГОРНЫХ МАШИН

А. В. Барис

*Новосибирский государственный технический университет, E-mail: baris@corp.nstu.ru,
пр. Карла Маркса 20, г. Новосибирск 630073, Россия*

Рассмотрены условия самоторможения в волновых передачах с гибким колесом, выполненным в виде втулочной цепи. Показано, что особенностью волновой передачи является конструкция, имеющая сдвоенный генератор и двухвенцовую звездочку, которая позволяет исключить перекос цепи под нагрузкой. Определены критерии самоторможения в волновой цепной передаче: в диапазоне передаточных отношений свыше 30 эффект самоторможения обеспечивается, до 30 — для его достижения необходимо использовать внецентроидное зацепление.

Волновая передача, втулочная цепь, гибкое колесо, генератор, жесткое колесо, двухвенцовая звездочка

SELF-BRAKING HARMONIC DRIVES IN THE MECHANISMS OF MINING MACHINES

A. V. Baris

*Novosibirsk State Technical University, E-mail: baris@corp.nstu.ru,
pr. K. Marksa 20, g. Novosibirsk 630073, Russia*

The conditions of self-braking in harmonic drives with a flexible wheel made in the form of a bushing chain are considered. A special feature of the harmonic drive is the design which has a dual generator and a double-crowned sprocket. This design allows to avoid skewing the chain under load. The criteria for self-braking in chain harmonic drives are defined. It is found that for chain harmonic drives in the range of gear ratios over 30, the effect of self-braking is provided. In the range of gear ratios up to 30 to achieve the effect of self-braking, it is necessary to use extra-centroid gearing.

Harmonic drive, bushing chain, flexible wheel, generator, rigid wheel, double-crowned sprocket

В настоящее время волновые передачи нашли свою нишу в промышленности благодаря отличительным особенностям, к которым можно отнести удачное сочетание широкого диапазона передаточных отношений от 80 до 300 с большой жесткостью, малой инерционностью, компактностью и достаточно высоким коэффициентом полезного действия до 0.9 [1 – 5]. Можно привести примеры применения волновой передачи в качестве редуктора проходческого комбайна СМ-130 [6], а также в проходческом щитовом агрегате [7]. В работе [8] предложено использовать волновую передачу в приводе пневматической малогабаритной лебедки.

Одним из существенных недостатков волновых передач является высокое значение нижнего предела передаточных отношений до 80. Еще один фактор, ограничивающий применение волновых передач в технике, — отсутствие эффекта самоторможения, т. е. если приложить момент на выходном валу при отсутствии момента на входном, последний начинает вращаться. Таким эффектом при определенных условиях обладают червячные передачи. Например, в механизмах лебедок горных машин используются тормозные устройства, однако любой тормоз не дает полной гарантии фиксации выходного звена при потере момента на двигателе в результате его выключения. Червячные передачи обладают большим передаточным отношением в

одной ступени, что в некоторых случаях становится существенным недостатком. Особенно этот недостаток проявляется при использовании их в приводе ручного дублера, что приводит к недопустимому времени совершения рабочего хода. В противном случае в привод ручного дублера приходится устанавливать автоматическую муфту или мультипликатор, что в свою очередь ведет к удорожанию, утяжелению конструкции, а также к снижению ее надежности. Поэтому внедрение механических передач, обладающих невысоким передаточным отношением с эффектом самоторможения, является актуальной задачей. К таким передачам можно отнести волновые цепные передачи [9].

Известна волновая передача с гибким колесом, выполненным в виде пятирядной втулочной цепи (рис. 1). Волновая передача имеет четыре основных звена: двухкулачковый генератор волн деформации, жесткое колесо внутреннего зацепления, гибкое колесо в виде многорядной цепи и двухвенцовую звездочку внутреннего зацепления. Двухвенцовая звездочка выполнена путем объединения вершин зубьев обоих венцов втулкой.

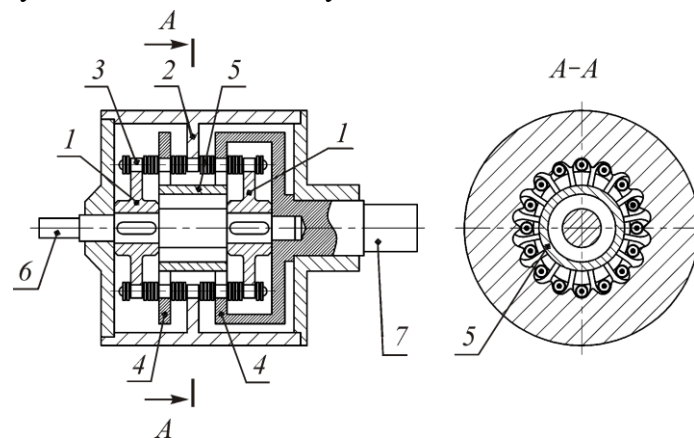


Рис. 1. Волновая цепная передача: 1 — двухкулачковый генератор волн; 2 — жесткое колесо; 3 — пятирядная втулочная цепь; 4 — двухвенцовая звездочка; 5 — втулка; 6, 7 — входной; выходной вал соответственно

Волновая передача работает следующим образом. Вращение от входного вала передается двухкулачковому генератору волн, который заставляет ролики цепи входить в клиновой зазор между зубьями неподвижного жесткого колеса и зубьями двухвенцовой звездочки. Поскольку двухвенцовая звездочка жестко закреплена на выходном валу последний получает вращение.

Генератор волн и звездочка выполнены двухвенцовыми для исключения перекоса цепи под нагрузкой. Цепь совершает волнообразные движения относительно жесткого колеса, что приводит к суммарному вращению цепи вокруг оси волновой передачи. При этом оси шарниров цепи движутся относительно двухвенцовой звездочки по овальным кривым в замкнутых областях, ограниченных впадиной зубьев и внешней цилиндрической поверхностью втулки.

Передаточное отношение определяется формулой [4]

$$i = i_{hs}^k = -\frac{z_s}{z_k - z_s} = -\frac{z_s}{K_z U}, \quad (1)$$

где z_s — количество зубьев двухвенцовой звездочки; z_k — количество зубьев жесткого колеса; K_z — коэффициент разности чисел зубьев; U — число волн деформации.

Без учета сил трения три силы F_A , F_B , F_C в местах контакта (точки A , B и C) втулок соответственно с рабочими поверхностями генератора, зубьев колеса и двухвенцовой звездочки проходят через оси втулок (рис. 2). С учетом сил трения результирующие силы в местах контакта отклоняются от общих нормалей на соответствующие углы трения ψ . Имеется два случая: первый — при ведущем генераторе (рис. 2а), второй (рис. 2б) — при ведущей двухвенцовой звездочке (обратный ход).

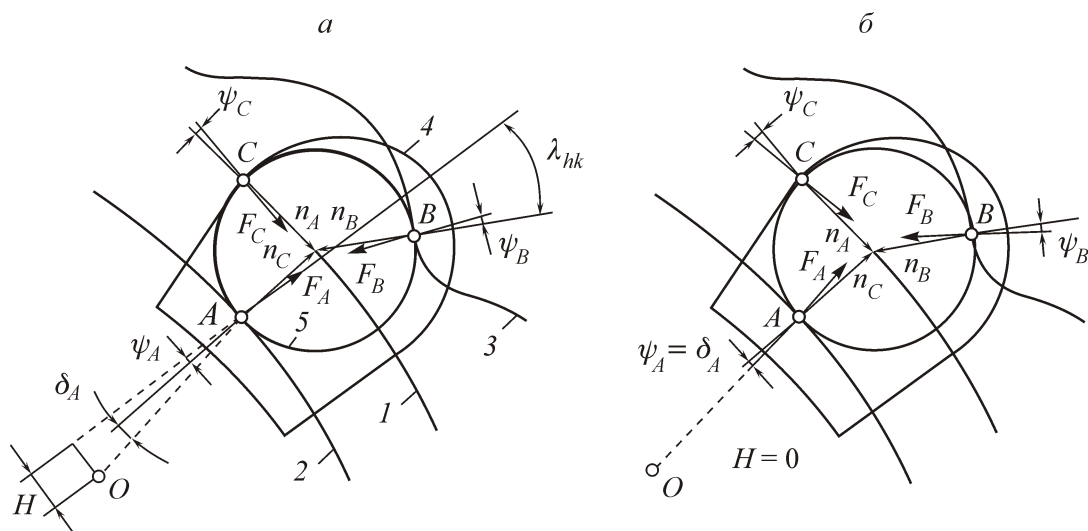


Рис. 2. Волновая цепная передача: 1 — двухкулачковый генератор волн; 2 — жесткое колесо; 3 — пятирядная втулочная цепь; 4 — двухвенцовая звездочка; 5 — втулка; б, 7 — входной и выходной вал соответственно; А, В, С — места контакта втулок соответственно с рабочими поверхностями генератора, зубьев колеса и двухвенцовой звездочки; n_A, n_B, n_C — нормали к рабочим поверхностям генератора, зубьям колеса и зубьям двухвенцовой звездочки в местах контакта соответственно; F_A, F_B, F_C — силы в местах контакта втулок соответственно с рабочими поверхностями генератора, зубьев колеса и двухвенцовой звездочки; ψ_A, ψ_B, ψ_C — углы трения в местах контакта втулок соответственно с рабочими поверхностями генератора, зубьев колеса и двухвенцовой звездочки; δ_A — угол между векторами OA и n_A ; λ_{hk} — угол давления при контакте валика цепи с зубом жесткого колеса; O — точка лежащая на оси волновой передачи; H — плечо силы F_A относительно O

При ведущем генераторе ни при каких условиях не происходит его заклинивание. При передаче усилия от генератора к втулке линия действия силы F_A проходит выше оси вращения генератора при условии, что он вращается по часовой стрелке, чем обеспечивается плечо H . Возможно заклинивание втулки цепи относительно зуба жесткого колеса при условии

$$\lambda_{hk} \leq \psi_B,$$

где λ_{hk} — угол давления при контакте валика цепи с зубом жесткого колеса, ψ_B — соответствующий угол трения. В волновой цепной передаче такая возможность исключается выполнением углубленной впадины между зубьями жесткого колеса. Зуб жесткого колеса профилируется при условии $\lambda_{hk} > \psi_B$. Для волновых цепных передач с центроидным зацеплением найдены передаточные отношения и максимальные значения углов δ_A , графики этих зависимостей приведены на рис. 4.

При ведущей двухвенцовой звездочке силовая картина меняется. Результирующие силы в местах контакта F_A, F_B, F_C перекадываются на противоположные стороны относительно векторов нормалей, в результате чего возможна ситуация, когда линия действия вектора силы F_A проходит через ось вращения генератора, следовательно плечо H обращается в нуль и вращающего момента на валу генератора не наблюдается. При этом выполняется условие $\delta_A = \psi_A$, где δ_A — угол между векторами OA и n_A . Более общее условие заклинивания генератора, т. е. условие самоторможения можно записать в виде

$$\delta_A \leq \psi_A. \quad (2)$$

Таким образом, условие самоторможения зависит от углов трения в контакте валика цепи с рабочей поверхностью генератора и формой самого генератора.

Рассмотрим пример определения условия самоторможения для волновой цепной передачи с формой деформирования цепи выполненной по дуге эллипса. Эллипс задается следующими параметрическими уравнениями

$$\left. \begin{aligned} x &= a \cos t \\ y &= b \sin t \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где a, b — полуоси эллипса; t — параметр.

Уравнение рабочего профиля зубьев жесткого колеса записывается как эквидистанта к траектории заданной выражениями (3)

$$\left. \begin{aligned} x_p &= x - r_c \cdot \frac{\frac{dy}{dt}}{\sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2}}, \\ y_p &= y + r_c \cdot \frac{\frac{dx}{dt}}{\sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2}}, \end{aligned} \right\},$$

где r_c — радиус втулки цепи.

Выражения (3) являются координатами вектора OA . Компоненты вектора n_A найдем как

$$\left. \begin{aligned} x_n &= x - x_p, \\ y_n &= y - y_p. \end{aligned} \right\}.$$

Угол δ_A будет

$$\delta_A = \arccos \frac{x_n x_p + y_n y_p}{\sqrt{x_n^2 + y_n^2} \cdot \sqrt{x_p^2 + y_p^2}}.$$

Поскольку шаг цепи равен делительному шагу жесткого колеса и двухвенцовой звездочки, формулу (1) можно выразить через длину цепи L_s и длину делительной окружности жесткого колеса L_k

$$i = i_{hs}^k = -\frac{L_s}{L_k - L_s},$$

где p — шаг цепи.

Зная количество звеньев цепи можно рассчитать длину цепи. Величину бóльшей полуоси эллипса можно выбирать произвольно, учитывая что $b \leq d_k / 2$.

Если это выражение является равенством, то мы имеем дело с центроидным цевочным зацеплением, в противном случае — с внецентроидным [10].

Значение второй полуоси определяется решением уравнения дуги плоской линии относительно a

$$L = \int_{t_1}^{t_2} \sqrt{[x'(t)]^2 + [y'(t)]^2} dt = \int_{t_1}^{t_2} \sqrt{[a \sin]^2 + [b \cos]^2} dt.$$

где d_k — диаметр делительной окружности жесткого колеса.

Выразим вторую полуось эллипса через коэффициент сжатия эллипса K

$$a = b \cdot K.$$

Радиус втулки втулочной цепи приближенно можно принять равной $r_c = 0.24p$.

На рис. 3 приведены зависимости угла δ_A от параметра эллипса t для следующих данных: $K = 0.926$, $\delta_{A\max} = 4.4^\circ$, $i = 8$, зацепление внецентроидное. Видно, что угол δ_A достигает максимального значения, когда втулка цепи находится примерно на середине рабочего участка генератора. Для полного исключения обратного хода требуется, чтобы выполнялось условие (2). Поэтому необходимо выбирать пару трения валик цепи и генератора с коэффициентом трения $k_t \geq \operatorname{tg} \delta_A$. Для случая, приведенного на рис. 3, подойдет пара трения стального валика и бронзового генератора с коэффициентом трения 0.16.

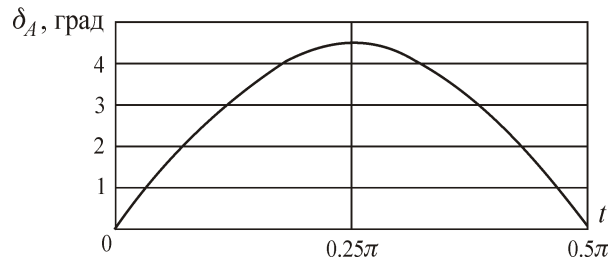


Рис. 3. Зависимость максимального значения угла δ_A от параметра эллипса t

Для волновых цепных передач с центроидным зацеплением определены передаточные отношения и максимальные значения углов δ_A (рис. 4).

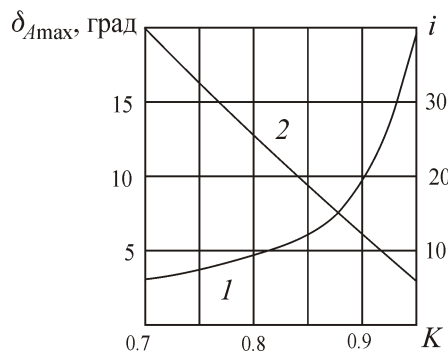


Рис. 4. Зависимости передаточного отношения i (1) и максимального значения угла δ_A (2) от коэффициента сжатия эллипса K

Видно, что с увеличением коэффициента сжатия эллипса K передаточное отношение возрастает, $\delta_{A\max}$ уменьшается. Так, для передаточных отношений свыше 30 эффект самоторможения будет обеспечен при стальном генераторе. При конструировании самотормозящих волновых цепных передач с передаточными отношениями менее 30 необходимо использование внецентроидного зацепления совместно с подбором соответствующего материала генератора.

ВЫВОДЫ

Условие самоторможения в волновой цепной передаче определяется углами трения в контакте валика цепи с рабочей поверхностью генератора и формой самого генератора. Для передаточных отношений свыше 30 при центроидном зацеплении цепи с зубьями жесткого колеса в волновой цепной передаче обеспечивается эффект самоторможения. При использовании внецентроидного цевочного зацепления эффект самоторможения обеспечивается в диапазоне передаточных отношений от 6 до 30. Самотормозящие волновые цепные передачи могут применяться в механизмах приводов лебедок, что повысит надежность фиксации барабана при отключенном питании двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. **Machine construction.** Encyclopedia. Vol. IV. Mining machines, Moscow, Mechanical Engineering, 2011, 496 pp. [**Машиностроение.** Энциклопедия. Т. IV. Горные машины. — М.: Машиностроение, 2011. — 496 с.]
2. **Kubo A.** The Future of Mechanical Power Gear, Theory and Practice of Gears Drives. Sat. works of the International Symposium, Izhevsk, Publishing house Izhevsk State Technical University, 2014, pp. 50–56 [**Кубо А.** Будущее механических силовых передач // Теория и практика зубчатых передач: сборник трудов Междунар. симп. — Ижевск: Изд-во ИЖГТУ, 2014. — С. 50–56.]
3. **Mechanical Engineering.** Encyclopedia, vol. IV-1, Machine parts. Structural strength. Friction, Wear, Lubrication, Moscow, Mechanical Engineering, 1995, 864 pp. [**Машиностроение.** Энциклопедия Т. IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. — М.: Машиностроение, 1995. — 864 с.]
4. **Ivanov M. N.** Harmonic Drivers, Moscow, High School, 1981, 183 pp. [**Иванов М. Н.** Волновые зубчатые передачи. — М.: Высш. шк., 1981. — 183 с.]
5. **Ginsburg E. G.** Wave Gears, Moscow, Mechanical Engineering, 1969, 160 pp. [**Гинсбург Е. Г.** Волновые зубчатые передачи. — М.: Машиностроение, 1969. — 160 с.]
6. **Kovalev V. A., Khoreshok A. A., and Gerike B. L.** Diagnostics of Technical Condition of the Selective Action Tunneling Machines, Coal, 2015, no. 9, pp. 42–46. [**Ковалев В. А., Хорешок А. А., Герике Б. Л.** Диагностика технического состояния проходческих комбайнов избирательного действия // Уголь. — 2015. — № 9. — С. 42–46.]
7. **Aksenov V. V., Efremenkov A. B., Timofeev V. Yu., Blashchuk M. Yu., and Beglyakov V. Yu.** Overview of Transmissions of Mining Equipment, Mining Informational and Analytical Bulletin. Mining machinery, Prospects for the development of mining transport vehicles and equipment, 2010, OV, no. 3, pp. 55–66. [**Аксенов В. В., Ефременков А. Б., Тимофеев В. Ю., Блащук М. Ю., Бегляков В. Ю.** Обзор трансмиссий горной техники // ГИАБ. Перспективы развития горнотранспортных машин и оборудования. Горное машиностроение. — 2010. — ОВ № 3. — С. 55–66.]
8. **Gileta V. P., Baris A. V., and Vanag Yu. V.** Layout and variables of air-powered drive of small-size pneumatic winch, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2017, vol. 53, Art. 012203. [**Гилета В. П., Барис А. В., Ваняг Ю. В.** Обоснование компоновки и параметров пневмопривода пневматической малогабаритной лебедки // Серия конференций IOP: Земля и экологические науки. — 2017. — Т. 53. — статья 012203.]
9. **Gileta V. P. and Baris A. V.** Chain Wave Transmission, Proceedings of Higher Educational Institutions. Construction, 2014, no. 5, pp. 84–90. [**Гилета В. П., Барис А. В.** Цепная волновая передача // Известия вузов. Строительство. — 2014. — № 5. — С. 84–90.]
10. **Litvin F. L.** The Theory of Gearing, Moscow, Nauka, 1960, 444 pp. [**Литвин Ф. Л.** Теория зубчатых зацеплений. — М.: Наука, 1960. — 444 с.]